

Э. Г. Братуга, д-р техн. наук, Т. И. Ярошенко, канд. физ.-мат. наук,
Р. Г. Акмен, канд. техн. наук, О. В. Круглякова
(Харьковский государственный политехнический ун-т, Украина)

Математическая модель конденсации пара в аппарате контактного типа

(Статью представил д-р техн. наук А. Е. Степанов)

Разработана математическая модель процесса конденсации пара в конденсаторе смешивающего типа, учитывающая реальную полидисперсную структуру капельной среды. Модель позволяет при произвольных режимных и геометрических характеристиках конденсатора определять динамику процесса конденсации.

Розроблено математичну модель процесу конденсації пару в конденсаторі змішувального типу, яка враховує реальну полідисперсну структуру краплинної ріднини. Модель дозволяє при довільних режимних та геометричних характеристиках конденсатора визначити динаміку процесу конденсації.

К л ю ч е в ы е с л о в а: математическая модель, конденсация капли, контактный тепло-массообмен.

В связи с известными общими ограничениями водопотребления на тепловых и атомных электростанциях, перспективным [1] является использование конденсационно-охладительной системы, основу которой составляет конденсатор смешивающего типа в едином контуре с градирней Геллера. Такая система позволяет полностью исключить потери циркуляционной воды и, как следствие, исключить загрязнение окружающей среды, связанное с засолением и деградацией почвы, в результате выноса капельной влаги из градирен испарительного типа или брызгальных бассейнов. Перспективность таких решений, применительно к строящимся крупным электростанциям, обусловлена возможностью их размещения в маловодных регионах, достаточно удаленных от крупных населенных пунктов, что обеспечивает дополнительную безопасность эксплуатации энергонапряженных объектов.

В настоящее время имеются достаточный объем научно-технических работ и опыт эксплуатации градирен Геллера, позволяющий создавать эти объекты с учетом конкретных режимных характеристик работы станции и климатических условий в районе ее размещения. Вместе с тем, для конденсаторов смешивающего типа крупных турбоблоков сведения, необходимые для перспективного проектирования, оказываются крайне ограниченными. Помимо прочего, указанная ограниченность связана с сугубо эмпирической методикой расчета, справедливой, по сути, лишь для конкретных режимных и геометрических параметров конденсатора, исследованного в эксперименте.

Предлагаемая математическая модель не имеет традиционной ограниченности эмпирических подходов, что позволяет иметь расчетную базу для проектирования конденсаторов смешивающего типа с оптимизированной схемой оросительной системы и, следовательно, повышенными технико-экономическими показателями. В общем схемном решении конденсатор рассматривается в виде вертикального канала прямоугольной формы с верхней подачей пара и размещенной внутри оросительной системой, состоящей из распределенных разбрызгивателей, факелы которых могут иметь произвольную ориентацию относительно направления движения пара.

Модель процесса конденсации пара на полидисперсном ансамбле капель, продуцируемых разбрызгивателями и на пленках жидкости, стекающих по внутренним перегородкам и стенкам конденсатора, формируется в виде следующих уравнений.

Уравнение движения одиночной капли i -го разряда в движущейся паровоздушной среде

$$m_i \frac{dW_{ki}}{dt} = \pm mg - C_D \Psi(D_k) \rho_n f_{ki} \frac{|u|}{2}, \quad (1)$$

где C_D — коэффициент аэродинамического сопротивления капли; $C_D = 24/Re + 4,4/Re^{0,5} + 0,32$; $\Psi(D_k)$ — функция деформации капли; $\Psi(D_k) = \exp(0,03 We)^{1,5}$. Относительная скорость капли $u_k = W_n - W_k$. При этом ее стартовая скорость на выходе из разбрызгивателя $W_{k0} = \varphi_c (2\Delta P_{ж}/\rho_{ж})^{0,5}$, а скорость пара на входе в конденсатор $W_{n0} = M_n/\rho_n f$, где f — сечение конденсатора для прохода пара с энтальпией M_n .

Непрерывная функция распределения объемов капель по диаметрам задается уравнением вида [2]

$$V(D_k) = \frac{2}{3\pi} \beta^4 D_k^3 K_1(\beta D_k), \quad (2)$$

где β — параметр, определяемый экспериментально; D_k — диаметр капли.

Весь канал конденсатора по высоте разбивается на j горизонтальных участков, для каждого из которых уравнение теплового баланса между паром, каплями и пленкой жидкости, стекающей по вертикальным поверхностям на j -м участке, имеет вид $Q_j = M_n(i_{(j-1)} - i_j) = Q_{kj} + Q_{плj}$, где Q — количество теплоты.

Количество теплоты, воспринятое каплями за время полета от устья разбрызгивателя до вертикальной стенки, определяется уравнением

$$Q_{kj} = \sum_i \sum_i M_{ki} C_{p,ж} \Delta t_{ki}, \quad (3)$$

где $\Delta t_{ki} = t_k(r)_i - t_{k0}$.

Количество теплоты $Q_{плj}$, воспринятое стекающей пленкой жидкости на j -м участке, определяется следующим образом. Для произвольного j -го участка вертикальной поверхности стенки расход жидкости в пленке составляет $M_{плj} = M_{пл(j-1)} + \Delta M_{пj} + M_{kj} + \Delta M_{плj}$, где $\Delta M_{пj}$ — расход пара, сконденсированного на j -м участке пленки жидкости; M_{kj} — расход капель жидкости,

продуцированных разбрызгивателем и поступивших на поверхность j -го участка пленки: $\Delta M_{п,к}$ — расход пара, сконденсированного на каплях, за время их полета к стенке конденсатора.

Рассчитав траекторию полета капель, полученных в результате численного интегрирования уравнения (1) методом Рунге — Кутты в модификации Мейсона [3], определим

$$M_{kj} = M_{ж} \int_{D_{к1}}^{D_{к2}} V(D_{к}) dD, \quad (4)$$

где $M_{ж}$ — суммарная производительность разбрызгивателей; $D_{к1}$ и $D_{к2}$ — минимальный и максимальный диаметры капель, достигших поверхности пленки на j -м участке.

Пренебрегая силами трения на границе пар — пленка и полагая, что ускорение стекающей пленки обусловлено в основном силой тяжести и силой трения на границе пленка — стенка, среднюю скорость стекания пленки определим из уравнения

$$W_{плj} = k_1 (\bar{W}_{пл(j-1)}^2 + 2g H_j)^{0.5}, \quad (5)$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий торможение пленки на поверхности стенки, принимаемый равным 0,85 [4]. С учетом (5) среднеинтегральная скорость стекания пленки на j -м участке протяженностью H будет

$$\bar{W}_{плj} = \frac{1}{H} \int_0^H W_{плj} dH = 0,667 W_{плj}.$$

Из уравнения неразрывности находим среднюю толщину пленки $\delta_{пл} = M_{kj}/\rho_{ж} \bar{W}_{плj}$ и время движения на j -м участке

$$\Delta \tau_{пл} = H_j / \bar{W}_{плj}. \quad (6)$$

Предполагая, что внешняя поверхность пленки имеет температуру насыщения t_n (граничные условия первого рода) и пренебрегая тепловым потоком через стенку (перегородку) конденсатора, определяем изменение средней температуры пленки как симметричной неограниченной пластины:

$$\Theta_{пл} = \frac{t_n - \bar{t}_{пл}(\tau)}{t_n - t_{пл0}} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{8}{(2n-1)^2 \pi^2} e^{-\frac{(2n-1)^2 \pi^2}{4} Fo}, \quad (7)$$

где $Fo = a \Delta \tau_{пл} / \delta_{пл}^2$; $t_{плj}$ — начальная температура пленки на j -м участке,

$$t_{плj} = \frac{M_{пл(j-1)} t_{пл(j-1)} + M_{kj} \bar{t}_{kj} + \Delta M_{плj} t_n}{M_{пл(j-1)} + M_{kj} + \Delta M_{плj}}. \quad (8)$$

Осредненная температура капель в (8), осевших на j -м участке, находится в виде

$$\bar{t}_{kj} = \sum_{i=i_1}^{i=i_2} \bar{t}_{ki} \int_{D_i - \Delta D/2}^{D_i + \Delta D/2} V(D_{к}) dD / \sum_{i=i_1}^{i=i_2} \int_{D_i - \Delta D/2}^{D_i + \Delta D/2} V(D_{к}) dD, \quad (9)$$

где i_1 и i_2 — номера интервалов минимальных и максимальных диаметров капель в пределах $i_1 \rightarrow i_2$ дискретизированной функции распределения (2), осевших на пленке в соответствии с траекторными расчетами.

Для вычисления средней по объему температуры капли i -го интервала \bar{t}_{ki} в (9) и соответственно для определения \bar{t}_{kj} полагаем, что поверхность капли мгновенно принимает температуру насыщения пара t_n . Расчеты показали, что для рассматриваемого процесса движения капель в среде с низкой плотностью коэффициент деформации $\Psi(D)$ изменяется в пределах 1,005—1,05. В связи с этим можно использовать уравнение теплопроводности для шара [5] при граничных условиях первого рода

$$\Theta_k = \frac{t_n - \bar{t}_k(\tau_{ст})_i}{t_n - t_{ко}} = \sum_{n=1}^{\infty} B''_n \exp(-\mu_n^2 Fo_i); \quad (10)$$

где $B''_n = 6/\mu_n^2$; $\mu_n = n\pi$; $(\tau_{ст})_i$ — время, за которое капля пролетает от устья разбрызгивателя до стенки, вычисляемое при интегрировании уравнения (2); $t_{ко}$ — начальная температура капли.

Из (6) с учетом (7) находим расход пара, сконденсированного на j -м участке стенки,

$$\Delta M_{в.плj} = C_{р.ж} M_{kj} [t_{пл}(\Delta\tau) - t_{пл0}] / r, \quad (11)$$

и количество теплоты, переданное от пара к пленке,

$$Q_{плj} = \Delta M_{в.плj} r, \quad (12)$$

где r — теплота парообразования.

Используя (3), (4) и значение $\bar{t}_k(\tau_{ст})_i$, вычисленное из (10), находим количество пара, сконденсированного на каплях на j -м участке за время их полета от устья разбрызгивателя до стенки конденсатора,

$$\Delta M_{п.к} = \frac{M_{ж} C_{р.ж}}{r} \sum_{i=i_1}^{i=i_2} [\bar{t}_k(\tau_{ст}) - t_{ко}] \int_{D_i - \Delta D/2}^{D_i + \Delta D/2} V(D_k) dD. \quad (13)$$

В зависимости от координат центра разбрызгивателя часть капель, продуцируемая им в диапазоне разрядов $i_1 \rightarrow i_2$, выпадает на стенку, а часть — в диапазоне $i_3 \rightarrow i_4$ лишь пролетает в j -м горизонтальном слое конденсатора. Поэтому количество пара $\Delta M'_{п.к}$, сконденсированное на «пролетных» каплях, определяется из (13) при суммировании от $i = i_3$ до $i = i_4$. Соответственно количество теплоты, переданное от пара к каплям в j -м слое, будет $Q'_{kj} = (\Delta M_{п.к} + \Delta M'_{п.к}) r$.

Как видно из (6), на первом j -м слое конденсатора расход в пленке принимается равным расходу капель M_{kj} , выпавших на стенку в этом слое. Поэтому прежде чем перейти к расчету следующего слоя, необходимо выполнить некоторые уточнения. Во-первых, надо учесть, что расход капель, выпавших на стенку, должен быть увеличен на $\Delta M_{п.к}$. Во-вторых, кроме первоначального расхода капель в пленке M_{kj} добавляется и расход $\Delta M_{п.плj}$. Таким образом уточняется новый расход жидкости в пленке $M_{ж.плj} = M_{kj} + \Delta M_{п.к} +$

+ $\Delta M_{п.плj}$. Затем уточняются толщина пленки $\delta'_{пл} = M_{ж.плj} / \rho_{ж} \bar{W}_{плj}$ и критерий Fo из (7), определяются $t_{пл oj}$ (8) и величины $\Delta M_{пл.плj}$ и $Q_{плj}$ соответственно из (11) и (12).

Из уравнения теплового баланса j -го слоя определяется энтальпия пара i_j на входе в следующий слой: $i_j = i_{(j-1)} - (Q'_{плj} + Q'_{кj}) / M_{п.}$, где $Q'_{плj}$ и $Q'_{кj}$ — уточненные значения соответствующих количеств теплоты. Далее определяется степень сухости пара $X_j = (i_j - i') / r$, удельный объем пара $V_{пj} = V'' X_j$ и его скорость $W_{пj} = (M_{п.} - \Delta M_{пл.плj} - \Delta M_{пл.кj} - \Delta M'_{пл.кj}) / V_{пj} f$. При этом общий расход сконденсированного пара

$$M_{конj} = M_{п.} (1 - X_j). \quad (14)$$

Поскольку на начальном этапе вычислений $M_{конj}$ неизвестно, необходимо применять итерационную процедуру вычислений. При $it = 1$ $M_{конj} = 0$, далее, при $it > 1$ согласно (14) $M_{конj} = f(x)$.

К сожалению, мы не располагаем достаточно обобщенными результатами эксперимента, позволяющими оценить влияние концентрации воздуха в паре на интенсивность теплообмена в конденсаторе смешивающего типа. Как известно, это влияние для конденсаторов поверхностного типа и струйных конденсаторов задается отношением $\alpha_{см} / \alpha_0$, где $\alpha_{см}$ и α_0 — коэффициенты теплоотдачи от поверхности охлаждения соответственно к паровоздушной смеси и чистому пару. Вместе с тем, если в случае теплообмена между паровоздушной средой и каплями, а также этой средой и жидкой пленкой принять граничные условия первого рода, то непосредственно воспользоваться поправками типа $\alpha_{см} / \alpha_0$ нельзя. Однако в первом приближении, полагая, что наличие или отсутствие притоков воздуха не изменяет температурные напоры между паровой средой и охлаждающей жидкостью в виде капель и пленок и тем более не изменяет общую поверхность конденсации, будем считать, что

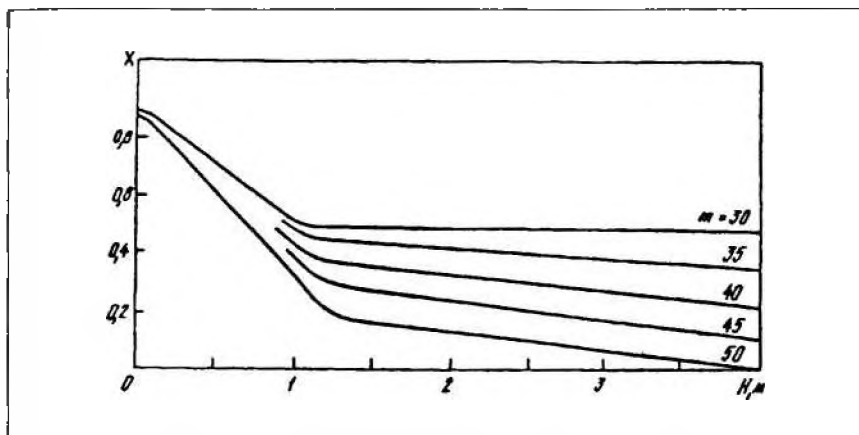
$$k_2 = \alpha_{см} / \alpha_0 = (Q_{пл} + Q_{к})_{см} / (Q_{пл} + Q_{к})_0, \quad (15)$$

где в правой части представлено отношение полного количества теплоты, отведенной пленкой жидкости и каплями из паровоздушной смеси, к тому же количеству теплоты в случае конденсации чистого пара.

Натурные эксперименты [6] показывают, что максимальная массовая концентрация воздуха в основном рабочем пространстве конденсатора, когда степень сухости пара в процессе его конденсации составляет 0,02, не превосходит 0,3. При этом $k_2 = 0,84$. Это значение и было использовано для определения величины $(Q_{пл} + Q_{к})_{см}$ в (15). Учет изменения концентрации воздуха ϵ при вычислении парциального давления пара выполняется по формуле $P_{пj} = P_{п.} / (1 + \epsilon_j R_B / R_{п.})$, где $\epsilon_j = M_B / M_{пj}$, R_B и $R_{п.}$ — газовые постоянные воздуха и пара.

Представленная математическая модель позволяет определить количество сконденсированного пара и степень сухости оставшегося пара в любом j -м слое по высоте H активного пространства конденсатора.

Проверка адекватности математической модели осуществлялась на примере расчета смешивающего конденсатора фирмы EGI (Венгрия), все режимно-геометрические характеристики которого были известны. Кроме того,



имелись физические образцы разбрызгивающих устройств указанного конденсатора, что позволило в соответствии с ранее отработанной методикой [2] установить экспериментально их дисперсные характеристики в функции перепада давления жидкости.

Конденсатор выполнен в виде короба прямоугольного сечения шириной 4500 мм, высотой рабочего пространства $H = 4200$ мм. Две вертикальные перегородки образуют три независимые полости шириной по 1500 мм каждая. Разбрызгиватели ударного типа расположены в четырех ярусах по высоте каждой полости. Расход пара на конденсатор $M_p = 62,4$ кг/с, расход охлаждающей воды $M_{ж} = 3120$ кг/с, давление в конденсаторе 0,005 МПа, давление воды перед разбрызгивателями 0,15 МПа, кратность конденсации $m = 50$.

На рисунке показано изменение степени сухости пара X в зависимости от высоты аппарата при различных кратностях конденсации m . Как видим, при $m = 50$ (что соответствует натурным условиям работы конденсатора) процесс конденсации завершается на расчетной высоте $H = 4$ м, практически совпадающей с действительным уровнем $H_d = 4200$.

Изложенное позволяет считать, что предложенная математическая модель может быть использована как при выполнении проверочных расчетов существующих конденсаторов в режимах, отличных от номинального, так и для создания новых аппаратов, в которых на основе оптимизированных решений возможно создание конденсаторов с повышенными технико-экономическими показателями. Данная математическая модель фактически базируется на некоторой общей физической модели контактной конденсации, включающей конденсацию на каплях диспергированной жидкости и на поверхности жидкой пленки, стекающей по ограждающим поверхностям аппарата.

Таким образом, рассматриваемые структуры жидкой фазы являются общими для любых аппаратов контактного типа, а используемые граничные условия теплообмена не имеют специфических ограничений, обусловленных частными особенностями и теплотехнологической функцией аппарата. Это позволяет использовать предложенную математическую модель и допущения,

при которых осуществляется ее численная реализация, для расчета и проектирования конденсаторов контактного типа любого назначения, включая, например, конденсаторы опреснительных, выпарных и других установок.

A mathematical model is elaborated for the vapor condensation process in condensor of the mixing type which takes into account the real polydispersible structure of trickling medium. The model permits the definition of condensation process with arbitrary regime and geometric characteristics of condensor.

1. Korolev I. I., Bergmann G. Cooling system selection for a nuclear power unit of 1000 MW. 8th Cooling Tower and Spraying Pond Symposium. Karlsruhe, Germany, October 5 — 9, 1992.
2. Братута Э. Г. Диагностика капельных потоков при внешних воздействиях. — Харьков: Выща шк., 1987. — 144 с.
3. Дьяконов В. П. Справочник по алгоритмам и программам на языке Бейсик для персональных ЭВМ. — М.: Наука, 1989. — 240 с.
4. Тананайко Ю. М., Воронцов Е. Г. Методы расчета и исследования пленочных процессов. — К.: Наук. думка, 1975. — 312 с.
5. Лыков А. В. Теория теплопроводности. — М.: Энергия, 1967. — 600 с.
6. Блюдов В. П. Конденсационные устройства паровых турбин. — М.: ГЭИ, 1951. — 207 с.

Поступила 20.07.97;
после доработки 08.07.9

БРАТУТА Эдуард Георгиевич, д-р техн. наук, профессор Харьковского государственного политехнического университета. В 1954 г. окончил Харьковский политехнический ин-т. Область научных исследований — теплообмен в дисперсных потоках аппаратов контактного типа.

ЯРОШЕНКО Татьяна Ивановна, канд. физ.-мат. наук, ст. науч. сотр. Харьковского государственного политехнического университета. В 1972 г. окончила Харьковский политехнический ин-т. Область научных исследований — теплообмен в дисперсных потоках.

АКМЕН Роберт Генрихович, канд. техн. наук, доцент Харьковского государственного политехнического университета. В 1957 г. окончил Харьковский политехнический ин-т. Область научных исследований — теплообмен и теплопроводность в энергетических аппаратах и установках.

КРУГЛЯКОВА Ольга Владимировна, мл. науч. сотр. Харьковского государственного политехнического университета. В 1993 г. окончила Харьковский политехнический ин-т. Область научных исследований — теплообмен в дисперсных потоках.